



## KAPALI TÜRBÜLANSLI AKIŞLARIN MODELLEMESİ VE BİLGİSAYARLI SİMÜLASYONU

Tahir Karasu<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Meşelik, 26480 Eskişehir, Türkiye

### ABSTRACT

This original research work presents the results of an extensive study of computer simulation and modelling of steady, incompressible and axisymmetric confined turbulent flows in circular-sectioned pipes at two different Reynolds numbers. Employing the finite-volume method, a computer program based on the SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm has been developed. Computer solution of the conservation equations of mass and momentum, together with the standard **k-ε** turbulence model, are obtained using an iterative numerical solution technique. Near the solid boundary, wall-functions are employed. Computational predictions for radial profiles of axial velocity, turbulence kinetic energy, turbulence kinetic energy dissipation rate, effective viscosity, centre-line velocity variation, wall-shear stress and friction coefficient distributions along axisymmetric pipe flow geometry are presented and compared with various experimental data. The results of computer simulations are generally in very good agreement with various experimental measurements.

### ÖZET

Bu orijinal araştırmada, dairesel kesitli borularda sürekli, sıkıştırılamayan ve eksenel simetrik kapalı türbülanslı akışların modellenmesi ve bilgisayarlı simülasyonu için iki farklı Reynolds sayılarında kapsamlı hesaplamalar yapılmıştır. Sonlu hacim yöntemini kullanarak, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Standart **k-ε** türbülans modeli modellenmesiyle beraber, süreklilik ve momentum korunum denklemlerinin sayısal çözümleri, iteratif bir sayısal çözüm tekniğini kullanarak sağlanmıştır. Katı cidar yakınında cidar fonksiyonları kullanılmıştır. Dairesel kesitli borularda çeşitli eksenel kesitlerde, eksenel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite radyal profilleri, boru boyunca simetri ekseninde eksenel hızın değişimi, boru cidarı boyunca cidar kayma gerilmesinin dağılımı ve cidar sürtünme katsayısının değişimi için bilgisayarlı simülasyonlar sunulmuş ve çeşitli deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak incelenmiştir. Bilgisayarlı simülasyonların sonuçları çeşitli deneysel bulgularla çok iyi uyum göstermektedir.

## GİRİŞ

Dairesel kesitli borularda gelişen kapalı türbülanslı akışın modellenmesi ve bilgisayarlı simülasyonu temel akış çalışmalarından birisidir. Bu akış esas itibarıyla girişte sınır-tabaka tipi bir akıştan, akış yönünde aşağı akışta tamamıyla gelişmiş bir akışa geçiştir. Giriş bölgesindeki serbest akış sınır-tabaka tarafından tamamıyla çevrilmiştir. Bu tabaka, laminar ve türbülans mekanizmaları vasıtasıyla momentumun yayınımlı sayesinde boru girişinden artan uzunlukla kalınlıkça büyür. Kalınlıkça genişleyen sınır-tabaka serbest akışı hızlandırmakta ve sonunda sınır-tabaka kendisiyle birleştikten sonra, serbest akış kendi özelliğini kaybeder. Serbest akışın kaybolması akabinde, akış tamamıyla gelişmiş duruma ulaşınca kadar hız dağılımında ve türbülansın yapısında daha başka değişiklikler oluşur. Dairesel kesitli borularda gelişen kapalı türbülanslı akış mühendislik alanında geniş bir uygulamaya sahiptir. Borularda gelişen kapalı türbülanslı akışın davranışının ayrıntılı doğasını hesaplayabilme becerisi, gelişmiş mühendislik teçhizatı tasarımına yol açacaktır. Pratikte kapalı türbülanslı boru akışına en çok; uzun boru hatlarında çeşitli sıvı ve gazların taşınmasında, ısı değiştiricilerinde, elektrik jeneratörlerinin soğutma kanallarında, yanma odaları sistemlerinde ve iklimlendirme ile ısıtma sistemlerinde rastlanılır. Literatürde dairesel kesitli borularda kapalı türbülanslı akış üzerine pek çok deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır. En çok ilgi çekici çalışmalar arasında olanlar [1]-[15] çalışmalarıdır. Bu araştırmanın ana amacı, dairesel kesitli borularda sürekli, sıkıştırılamayan ve eksenel simetrik gelişen kapalı türbülanslı akışlar için, standart k-ε türbülans modelini [16] cıdar fonksiyonları sınır koşuluyla beraber kullanarak, kapsamlı bilgisayarlı simülasyonlar yapmak ve bilgisayarlı simülasyonların sonuçlarını Barbin ve Jones [1] ile Wittmer ve diğerleri'nin [2] deneysel ölçümleriyle karşılaştırmak ve incelemektir.

## MATEMATİKSEL VE FİZİKSEL MODEL

### Hareket Denklemleri ve Türbülans Modeli

Şekil 1'e ilişkin olarak, dairesel kesitli eksenel simetrik borularda sürekli, sıkıştırılamayan kapalı türbülanslı akışın hesaplanmasında kullanılan matematiksel ve fiziksel model, akışı yöneten hareket denklemlerinin türbülans modeli denklemleriyle beraber aynı anda çözümünü gerektirmektedir. Süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı korunumunu gösteren taşınım denklemleri, sürekli durum ve eksenel simetrik silindiriksel koordinatlarda genel bir diferansiyel denklem halinde aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v \phi) - \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = S_{\phi} \quad (1)$$

Burada,  $\phi$  ; u, v, k ve ε bağımlı değişkenleri göstermektedir. u ve v değişkenleri eksenel ve radyal hız bileşenleridir. k ve ε sırasıyla türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarıdır.  $\Gamma_{\phi}$  ve  $S_{\phi}$  sırasıyla genel değişken  $\phi$  için türbülans yayınımlı katsayısı ve kaynak terimidir,  $\rho$  ise akışkanın yoğunluğudur. Eğer  $\phi$  bire,  $\Gamma_{\phi}$  ve  $S_{\phi}$  sıfıra eşitlenirse (1) denklemi süreklilik denkleminde indirgenir. Bu orijinal çalışmada kullanılan türbülans modeli k-ε modelidir [16]. Basınç, basınç düzeltme denkleminde çıkarılmıştır [17]. Taşınım denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler Tablo 1'de özetlenmiştir.

Tablo 1. Hareket denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler.

$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
1	0	0
u	$\mu_e = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right)$
v	$\mu_e$	$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_e \frac{\partial v}{\partial r} \right) - 2 \mu_e \frac{v}{r^2}$
k	$\frac{\mu_e}{\sigma_k}$	$G - \rho \varepsilon$
$\varepsilon$	$\frac{\mu_e}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon)$

- Not:
1.  $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$
  2. Türbülans modeli sabitlerine aşağıdaki değerler verilmiştir (Launder and Spalding, 1974):  
 $C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$
  3.  $G = \mu_t \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$



Şekil 1. Silindiriksel koordinat sistemi ve dairesel kesitli boru akış geometrisi.

### Sınır Koşulları

Şekil 1'e ilişkin olarak, incelenen dairesel kesitli borularda türbülanslı akış için sınır koşulları aşağıda sunulmuştur. Bütün bilgisayarlı simülasyonlar eşdeğer sınır koşulları kullanılarak yapılmıştır. Boru girişinde, tüm büyüklükler için düzgün bir profil kabul edilmiştir. Yani, aksenal hıza (u) ortalama deneysel hız ( $u_b$ ) değeri verilmiş, radyal hız (v) ise sıfır kabul edilmiştir. k ve  $\varepsilon$  türbülans büyüklüklerine düzgün giriş değerleri vermek için ampirik bağıntılar kullanılmıştır. Yani,  $k = (0.001-0.002) u_b^2$  ve  $\varepsilon = (C_\mu k^{3/2} / 0.02R)$ , burada  $u_b$  borudaki ortalama deneysel hızdır, R ise borunun yarıçapıdır. Boru çıkışında, tamamıyla gelişmiş akış koşullarının hüküm sürdüğünün kabul edilebilmesi için, boru çıkış düzlemi giriş düzleminden çok uzakta alınmıştır. Yani, çıkış düzleminde radyal hız sıfır kabul edilmiş ve bağımlı değişkenlerin akış yönündeki tüm gradyanlarının sıfır olduğu varsayılmıştır. Boru ekseninde simetri kabul edilmiştir. Yani,  $(\partial \phi / \partial r) = v = 0$ ,  $\phi$  burada u, k ya da  $\varepsilon$  olabilir. Boru cidarında hız bileşenleri u, v ile türbülans büyüklükleri k ve  $\varepsilon$  sıfıra eşit kılınmıştır. Katı cidar yakınındaki ağ noktalarında k ve  $\varepsilon$ 'nin değerleri Launder ve Spalding'in [16] cidar

fonksiyonları kullanılarak hesaplanmıştır. Sayısal ıraksamaya neden olmamak için başlangıç değerleri tüm hesaplama alanı boyunca uygun olarak belirtilmiştir.

### Sayısal Çözüm Yöntemi

Bu sayısal araştırmada, sonlu hacim yaklaşımı kullanarak, Patankar'ın [17] SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. (1) eşitliğiyle verilen kısmi diferansiyel denklemleri hibrit yöntemiyle bir kontrol hacme dayanan sonlu fark metoduyla ayrıştırılmıştır. Sınır koşullarıyla bağımlı olarak kısmi diferansiyel denklemlerin sonlu hacim biçimleri, üç köşegenli matris formuyla birlikte, kolon-kolon çözüm yöntemini kullanarak iteratif olarak çözülmüştür, Spalding [18].

### Hesaplama Ayrıntıları

Sayısal hesaplamalar Intel(R) Core(TM) i5-2400 CPU @ 3.10GHz 3.40GHz kişisel bilgisayarında yapılmıştır. Barbin ve Jones'in [1] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı Şekil 2'de gösterilmiştir. Kullanılan sayısal ağlar boru cidarı yakınında, giriş bölgesinde ve simetri eksenli bölgesinde yoğun ağ çizgileri konsantrasyonuyla düzgün olmayan bir şekilde oluşturulmuştur. Tüm akış durumları için optimum ağ-bağımsız bir çözüm elde etmek için farklı ağ büyüklükleriyle ağ testleri yapılmıştır. Bu araştırmada sunulan tüm hesaplamalar ağ-bağımsızdır. Eksenel ve radyal hız bileşenleri için kaydırılmış kontrol hacimler kullanılmıştır. Diğer tüm ilgili büyüklükler ağ noktalarında hesaplanmıştır. Yakınsamış bir çözüm elde etmek için kolon-kolon yöntemi iteratif olarak kullanılmıştır. Sayısal kararlılık elde etmek için  $u$ ,  $v$ ,  $k$ ,  $\epsilon$ ,  $P$  ve  $\mu_e$  için sırasıyla 0.6, 0.6, 0.8, 0.8, 0.5 ve 0.5 gevşetme faktörleri kullanılmıştır. Buradaki hesaplamalarda benimsenen yakınsama ölçütü, tüm hesaplama alanında kalıcı kütlenin mutlak değerlerinin toplamı önceden belirtilen  $10^{-5}$  değerinden daha küçük olması durumunda iterasyonların bitirilmesi ölçütüdür. Tablo 2 tüm akış durumları için hesaplama gereksinimlerinin ayrıntılarını özetlemektedir. Bu tabloda Re Reynolds sayısıdır, N ise yakınsamış bir çözüm elde etmek için yapılmış olan iterasyonların sayısıdır.

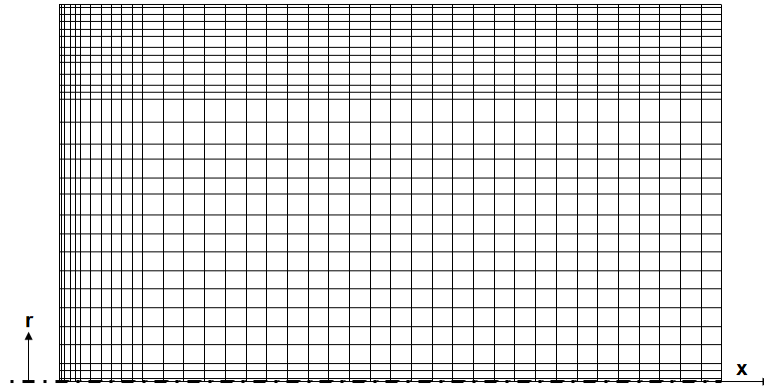
Tablo 2. Akış durumu, Reynolds sayısı, ağ büyüklüğü ve iterasyon sayısı.

Akış Durumu	Re	Ağ Büyüküğü ( $\times$ ) $\times$ ( $r$ )	N
Barbin ve Jones [1]	<b>388 000</b>	40 $\times$ 30	270
Wittmer ve diğerleri [2]	<b>100 000</b>	40 $\times$ 30	658

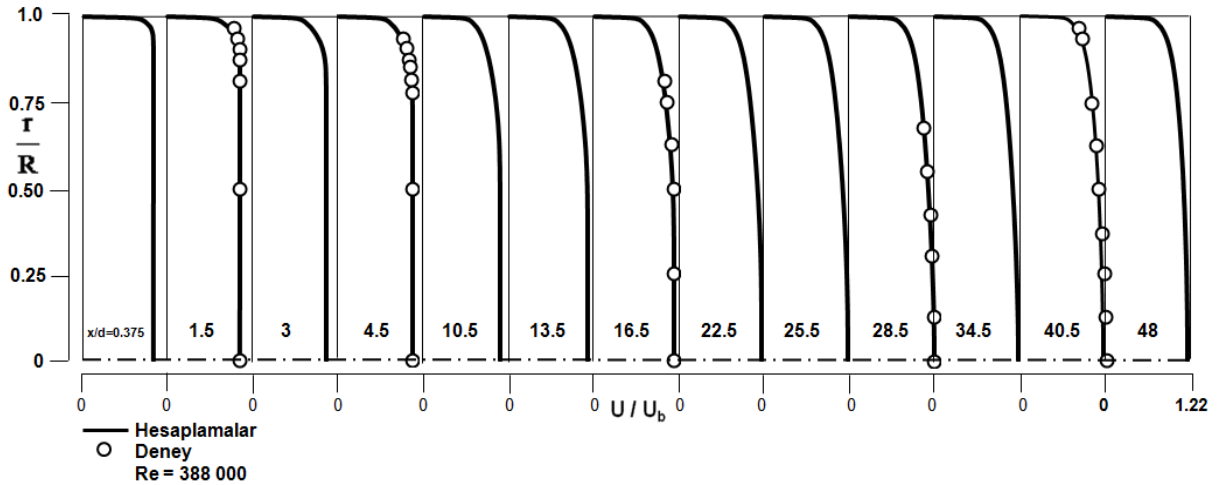
### BULGULAR VE TARTIŞMA

Buradaki sayısal araştırmada bilgisayarlı simülasyonlar, dairesel kesitli borularda gelişen kapalı türbülanslı akış için iki farklı Reynolds sayılarında yapılmış ve sonuçlar Barbin ve Jones [1] ile Wittmer ve diğerleri'nin [2] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılmış ve incelenmiştir. İlk önce, çalışma akışkanı olarak hava kullanılan boruda, Barbin ve Jones'in [1] deneysel ölçümleri simülasyonlarla karşılaştırmaya temel esas teşkil etmek üzere birinci olarak seçilmiştir. Borudaki akışın Reynolds sayısı  $Re=3.88 \times 10^5$ 'dir ( $Re=u_b d/\nu$ , burada  $u_b$  borudaki ortalama hızdır). Dairesel kesitli boruda sayısal hesaplama alanı, boru giriş düzleminden aşağı akışta 48 boru çapındaki ( $d$ ) bir eksenel mesafeye kadar uzatılmıştır. Şekil 2'de Barbin ve Jones'in [1] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı takdim edilmiştir. Hesaplanan eksenel hız radyal profilleri, boru boyunca boyutsuz olarak  $u/u_b$  ve radyal uzunluk  $r/R$  cinsinden,  $x/d=0.375, 1.5, 3, 4.5, 10.5, 13.5, 16.5, 22.5, 25.5, 28.5, 34.5, 40.5$  ve 48

eksenel kesitlerde, Barbin ve Jones'in [1] deneysel ölçümleriyle beraber, Şekil 3'de karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü üzere, hesaplanan eksenel hız radyal profilleri karşılıkları olan deneysellerle iyi uyumdadır. Bu şekil aynı zamanda boru boyunca eksenel hız radyal profillerinin nasıl geliştiğini de göstermektedir. Aşağı akış yönünde eksenel hızların gelişimi, çeşitli eksenel mesafelerde,  $r/R=0, 0.499, 0.749$  ve  $0.936$  için sabit radyal mesafelerde boru boyunca Barbin ve Jones'in [1] deneysel ölçümleriyle beraber Şekil 4'de gösterilmiştir. Şekilden fark edildiği üzere, boru cidarı yakınında hesaplanan eksenel hızlar, boru orta bölgesindekilerden çok daha hızlı gelişmektedir. Akışın bu hareketi, Barbin ve Jones'in [1] deneysel bulgularıyla uyumdadır. Borunun son kesitinde hesaplanan eksenel hızlar, Barbin ve Jones'in [1] deneysel hızları gibi, tamamiyle gelişmiş duruma ulaşamamıştır. Tamamiyle gelişmiş duruma ulaşmak için daha uzun boruya gereksinim vardır.

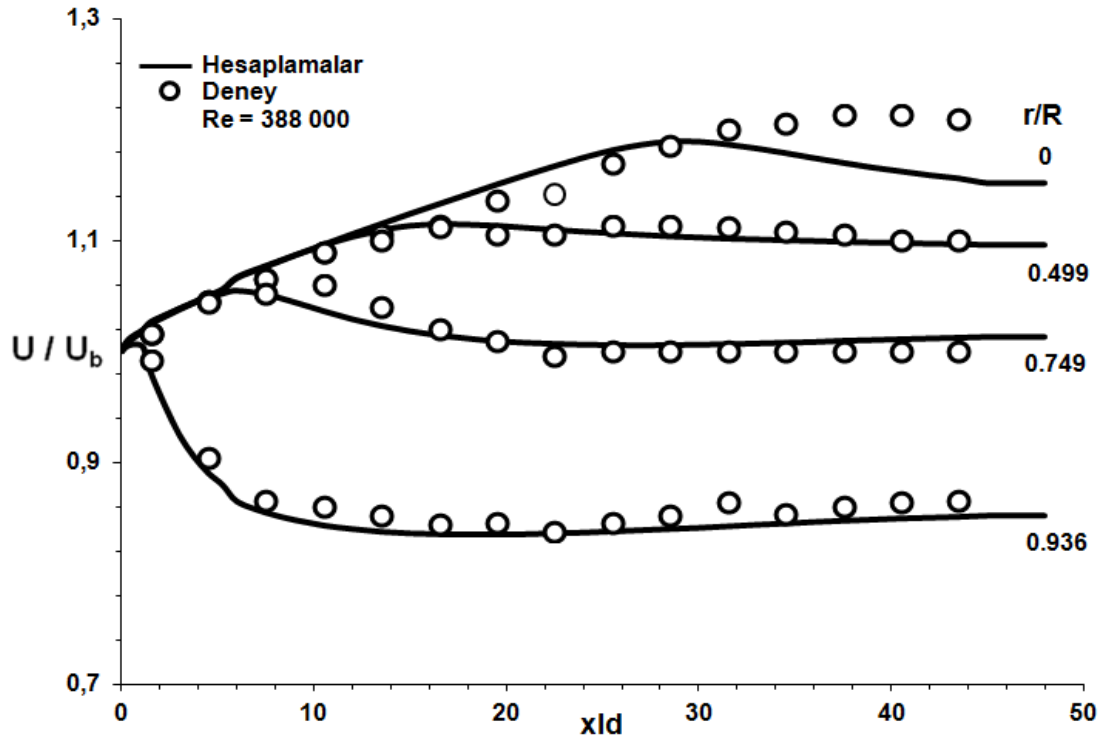


Şekil 2. Barbin ve Jones'in [1] dairesel kesitli akış borusu için sayısal ağ dağılımı.

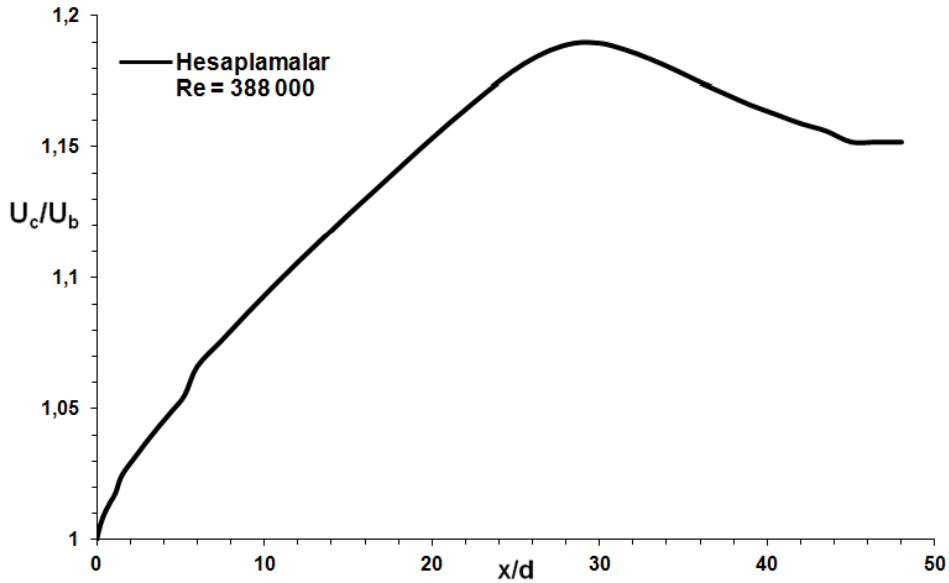


Şekil 3. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz eksenel hız radyal profillerinin Barbin ve Jones'in [1] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

Şekil 5 boru simetri eksenı boyunca eksen üzerinde hesaplanan hızın ( $u_c$ ) eksenel değişimini, borudaki ortalama hız  $u_b$  ile boyutsuzlaştırılmış olarak aşağı akış yönü mesafesi  $x/d$  cinsinden göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere, hesaplanan simetri eksenı hızının eksenel değişimi, maksimum değerine ulaşmaya kadar artmakta ve ondan sonra hafif olarak düşmektedir. Simetri eksenı hızındaki bu düşme, eğer boru uzatılacak olursa, tamamiyle gelişmiş değerine ulaşmaya kadar devam edecektir. Öyle görülüyor ki, Barbin ve Jones'in [1] boru uzunluğu, simetri eksenı hızının ( $u_c$ ) tamamiyle gelişmiş değerine ulaşması için yeterli uzunlukta değildir. Yani, daha uzun bir boruya gereksinim vardır.

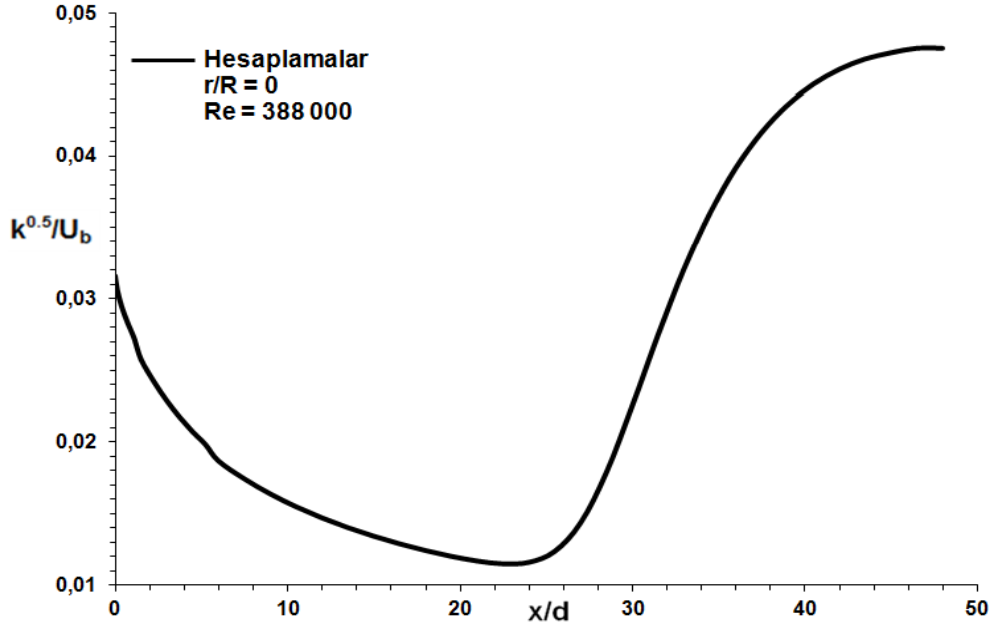


Şekil 4. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz eksenel hız değişiminin Barbin ve Jones'in [1] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.



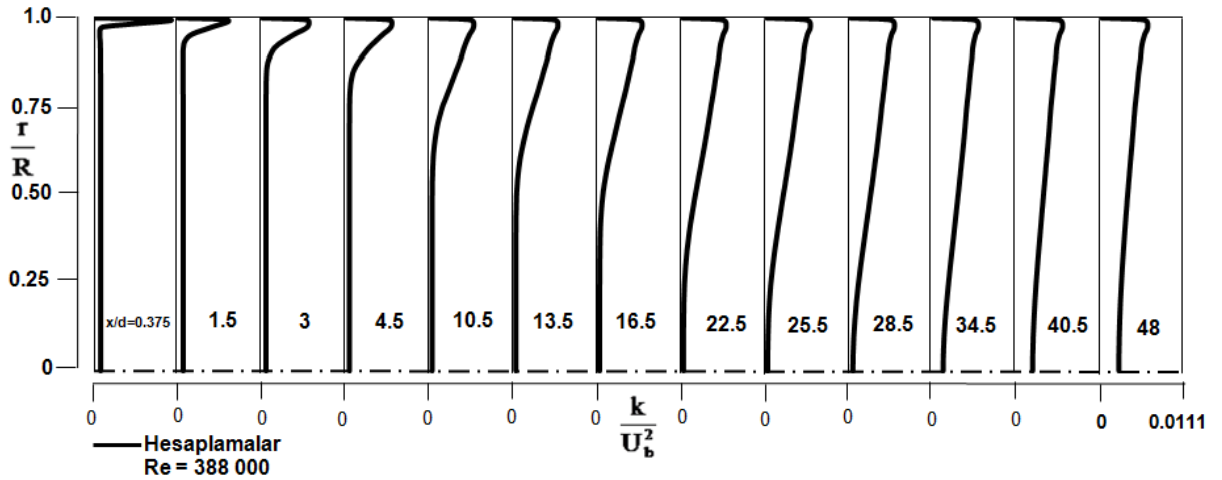
Şekil 5. Barbin ve Jones'in [1] borusu boyunca simetri eksenini üzerinde hesaplanan boyutsuz eksenel hızın değişimi.

Barbin ve Jones'in [1] dairesel kesitli akış borusu boyunca simetri eksenini üzerinde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin eksenel dağılımı,  $k^{0.5}/u_b$  cinsinden Şekil 6'da gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, türbülans kinetik enerji boru giriş düzleminde yaklaşık olarak  $x/d=23$  kesitinde minimum değerine ulaşmaya kadar azalmakta ve ondan sonra da boru çıkış düzlemine kadar sürekli olarak simetri eksenini boyunca artmaktadır.

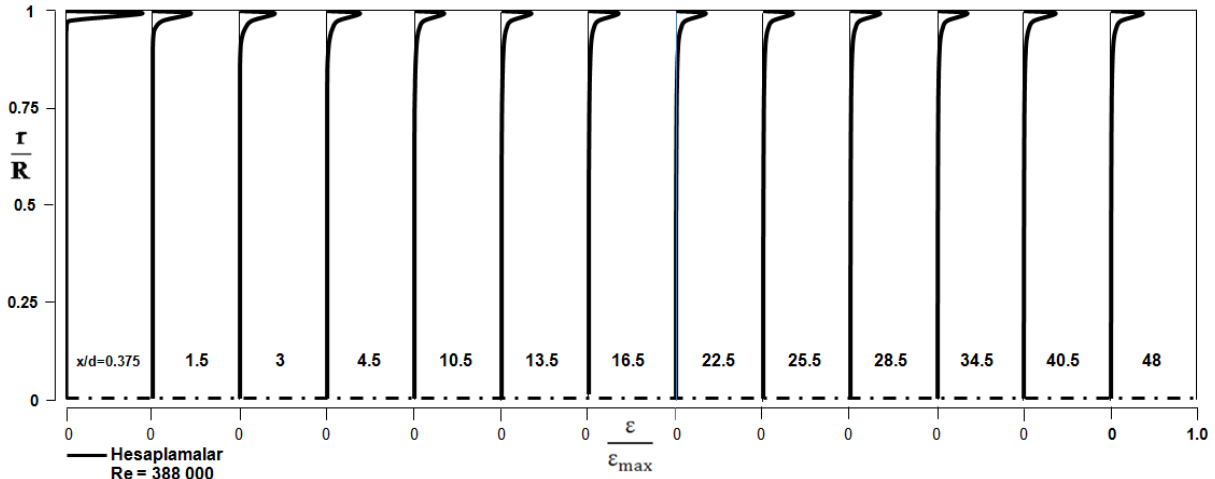


Şekil 6. Barbin ve Jones'in [1] dairesel kesitli akış borusu boyunca simetri ekseninde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin eksenel dağılımı.

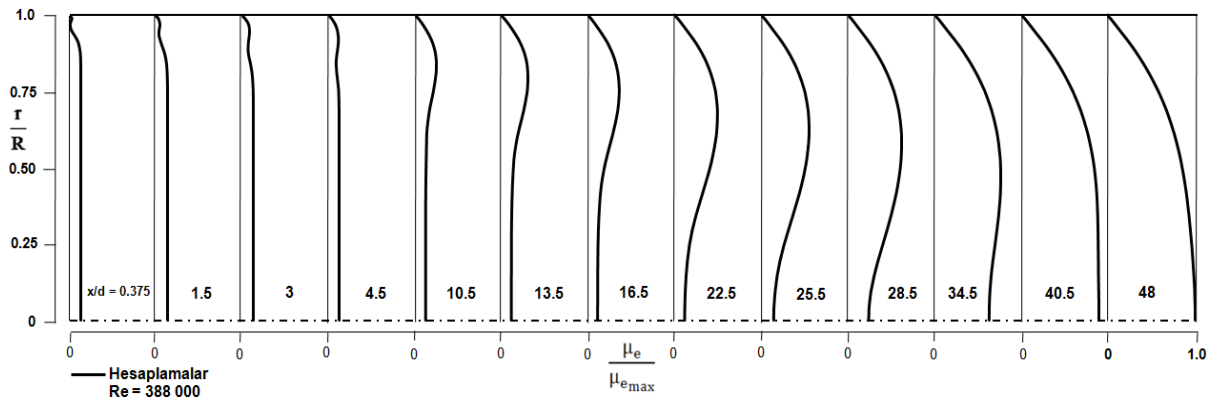
Şekil 7, 8 ve 9 Barbin ve Jones'in [1] borusu boyunca, sırasıyla, hesaplanan türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ve efektif viskozite radyal profillerini, Şekil 3'teki gibi aynı eksenel kesitlerde göstermektedir. Burada, hesaplanan profiller, sırasıyla, ortalama hızın karesi  $u_b^2$ , akış alanındaki maksimum türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı  $\varepsilon_{\max}$  ve maksimum efektif viskozite  $\mu_{\max}$  ile boyutsuz kılınmıştır. Bu şekiller, boyutsuz türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ile efektif viskozite radyal profillerinin boru boyunca nasıl geliştiklerini sergilemektedir. Boru boyunca hesaplanan cidar kayma gerilmesinin dağılımı boyutsuz olarak  $\tau_w / \tau_{wd}$  ve eksenel uzunluk  $x/d$  cinsinden Barbin ve Jones'in [1] deneysel ölçümleriyle beraber Şekil 10'da karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü üzere, bu akış durumu için hesaplanan cidar kayma gerilmesinin tamamıyla gelişmiş değeri ( $\tau_{wd}$ ) yaklaşık olarak  $x/d=45$  kesitinde elde edilmiştir. Görüldüğü üzere, hesaplamalar ile deneysel ölçümler arasındaki uyum oldukça iyidir.



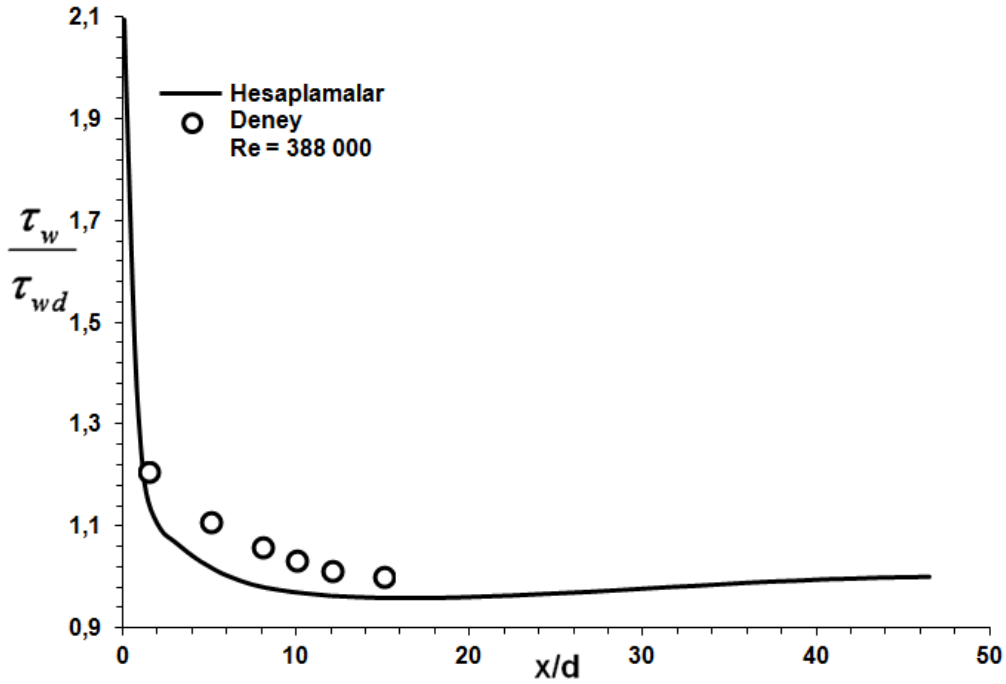
Şekil 7. Barbin ve Jones'in [1] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji radyal profilleri.



Şekil 8. Barbin ve Jones'ın [1] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı radyal profilleri.

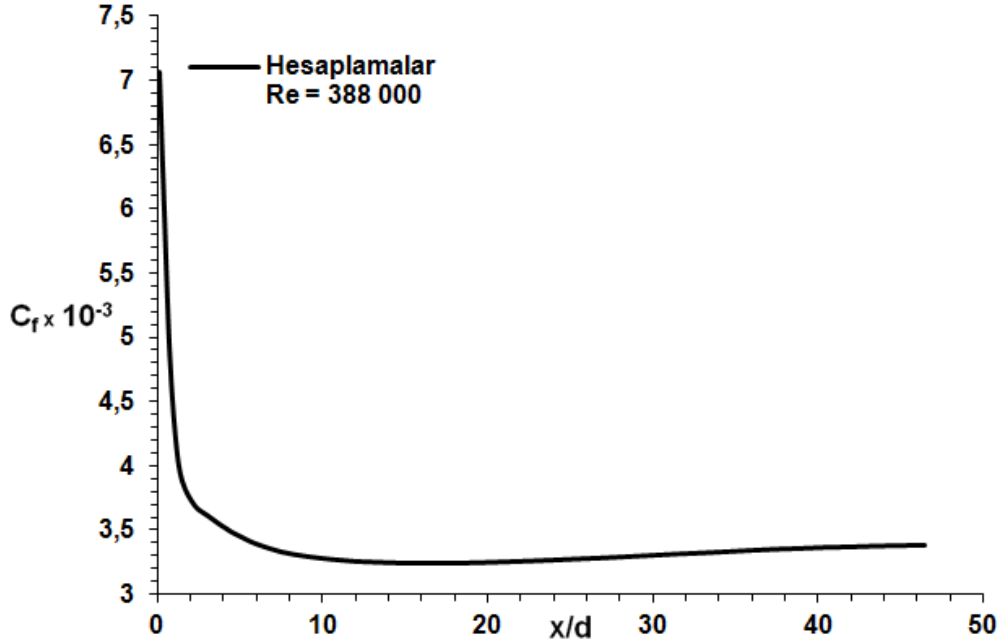


Şekil 9. Barbin ve Jones'ın [1] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz efektif viskozite radyal profilleri.



Şekil 10. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz cidar kayma gerilmesinin Barbin ve Jones'ın [1] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

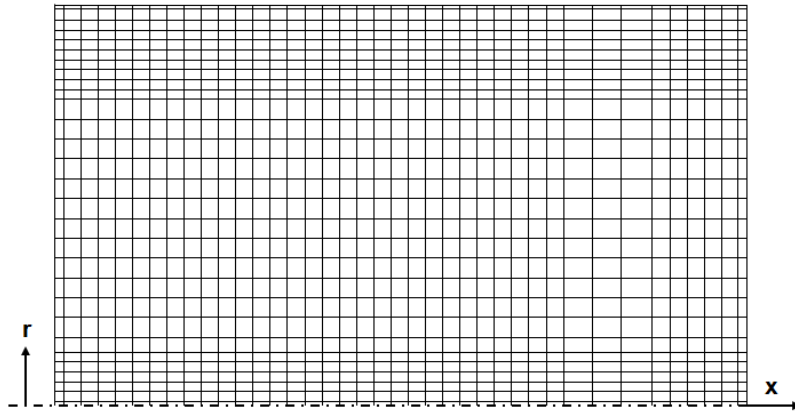




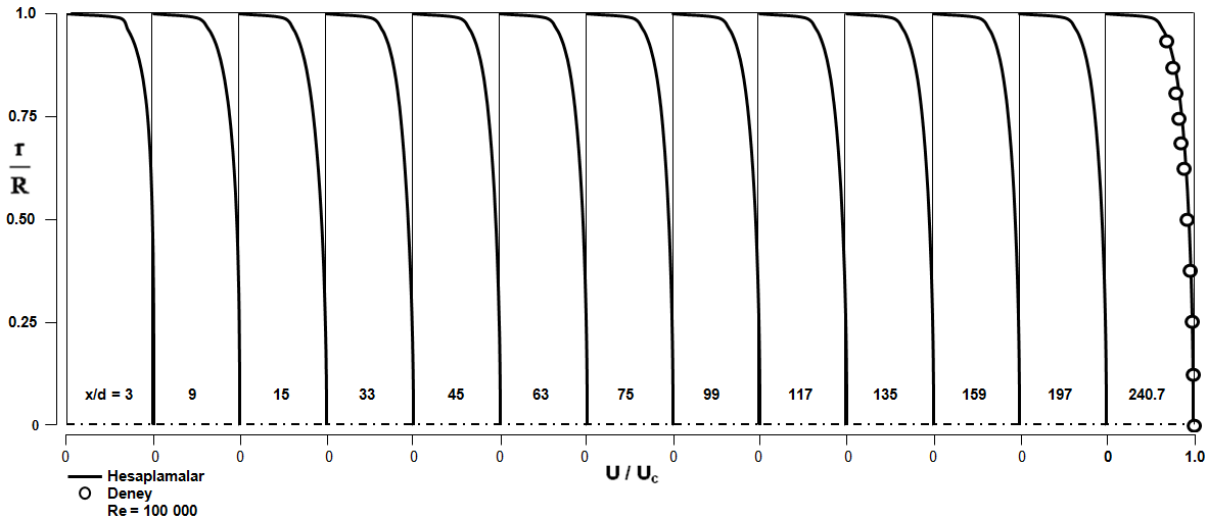
Şekil 11. Barbin ve Jones'ın [1] dairesel kesitli akış borusu boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının değişimi.

Son olarak, Şekil 11'de, Barbin ve Jones'ın [1] akış borusu boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının ( $C_f = 2\tau_w / \rho u_b^2$ ) değişimi, aşağı akış yönü uzunluğunun ( $x/d$ ) bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Görüldüğü üzere, cidar sürtünme katsayısı tamamıyla gelişmiş değerine takriben  $x/d=45$  kesitinde ulaşmaktadır.

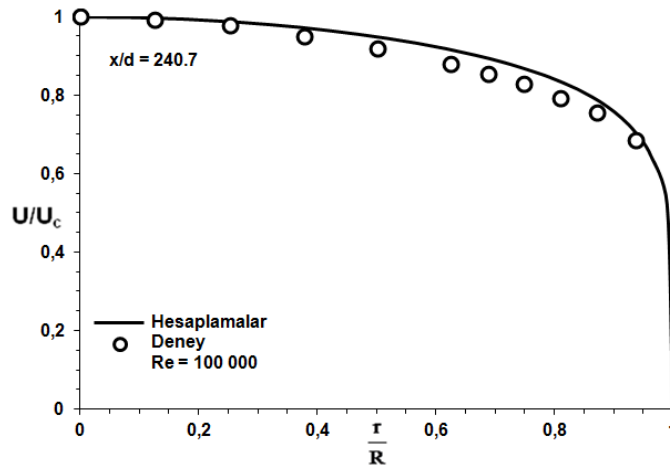
İkinci akış geometrisi, çalışma akışkanı olarak hava kullanan Wittmer ve diğerleri'nin [2] türbülanslı boru akışı deneyine karşılık olmaktadır. Borudaki akışın ortalama hızına ( $u_b$ ) ve boru çapına ( $d$ ) dayanan Reynolds sayısı  $Re=1 \times 10^5$  olarak verilmiştir ( $Re = u_b d / \nu$ ). Bu akış durumu için hesaplama alanı, boru giriş düzleminden aşağı akışta 240.7 boru çapına ( $d$ ) kadar olan bir eksenel mesafeye uzatılmıştır. Şekil 12'de Wittmer ve diğerleri'nin [2] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı sunulmuştur. Boru boyunca hesaplanan eksenel hız radyal profilleri ve bunların Wittmer ve diğerleri'nin [2] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması,  $U/U_c$  ve radyal uzunluk  $r/R$  cinsinden,  $x/d=3$ 'den 240.7'ye kadar değişen 13 eksenel kesitte Şekil 13 ve Şekil 14'de takdim edilmiştir. Şekillerden görüldüğü üzere,  $x/d=240.7$  eksenel kesitinde hesaplanan eksenel hız radyal profili deneysel ölçümlerle çok iyi uyumdadır.



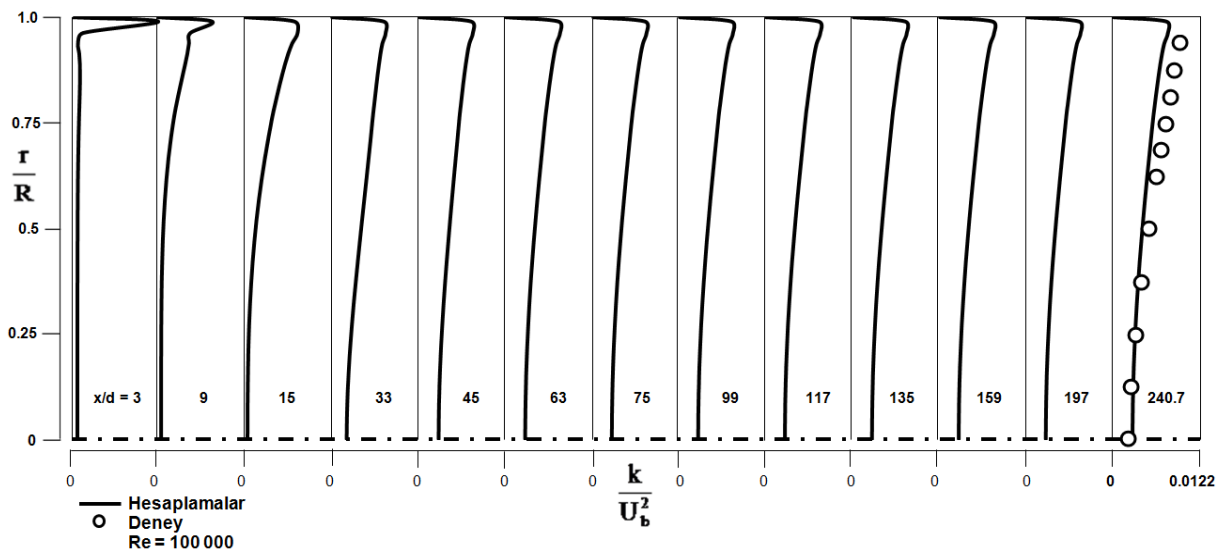
Şekil 12. Wittmer ve diğerleri'nin [2] dairesel kesitli akış borusu için sayısal ağ dağılımı.



Şekil 13. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz aksel hız radyal profillerinin Wittmer ve diğerleri'nin [2] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.



Şekil 14. Boruda  $x/d=240.7$  kesitinde hesaplanan radyal aksel hız profilinin Wittmer ve diğerleri'nin [2] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.



Şekil 15. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji radyal profillerinin Wittmer ve diğerleri'nin [2] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

Şekil 15 ise, türbülans kinetik enerji radyal profillerini boyutsuz olarak  $k/U_b^2$  ve radyal uzunluk  $r/R$  cinsinden aynı eksenel kesitlerde göstermektedir. Şekilden görüldüğü gibi,  $x/d=240.7$  eksenel kesitinde hesaplanan türbülans kinetik enerji radyal profili karşılığı olan deneysel profile iyi bir uyum göstermektedir. Bu şekil aynı zamanda türbülans kinetik enerji radyal profillerinin boru boyunca kesit karşısında nasıl geliştiklerini de gözönüne sermektedir.

## SONUÇLAR

Bu orijinal araştırmanın bilgisayarlı simülasyonlarından çıkarılan başlıca ana sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir. Dairesel kesitli borularda gelişen kapalı türbülanslı akışlar iki farklı Reynolds sayıları için standart k-ε türbülans modelini kullanarak sayısal olarak hesaplanmıştır. Sonlu hacim yöntemini kullanarak, Patankar'ın [17] SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. İki farklı dairese kesitli borulardaki kapalı türbülanslı akışlar için standart k-ε türbülans modelinin performansı araştırılmıştır. k-ε türbülans modeline dayanan eksenel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite ve cidar kayma gerilmesi dağılımları boru boyunca hesaplanmış, literatürde bildirilen deneysel ölçümlerle ayrıntılı olarak karşılaştırılmış ve genel olarak çok iyi uyumda oldukları bulunmuştur.

## KAYNAKLAR

- [1] A. J. Barbin, J. B. Jones, Turbulent flow in the inlet region of a smooth pipe, *J. Basic Engrg., Trans. ASME*. 29 (1963) 29-34.
- [2] K. S. Wittmer, W. J. Devenport, J. S. Zsoldos, A four-sensor hot-wire probe system for three-component velocity measurement, *Experiments in Fluids*. 24 (1998) 416-423.
- [3] C. W. Wenger, W. J. Devenport, Seven-hole pressure probe calibration method utilizing look-up error tables, *AIAA Journal*. 37 (6) (1999) 675-679.
- [4] J. W. Richman, R. S. Azad, Developing turbulent flow in smooth pipes, *Appl. Sci. Res.* 28 (1973) 419-441.
- [5] M. Schildknecht, J. A. Miller, G. E. A. Meier, The influence of suction on the structure of turbulence in fully developed pipe flow, *J. Fluid Mech.* 90 (1979) 67-107.
- [6] J. M. J. den Toonder, F. T. M. Nieuwstadt, Reynolds number effects in turbulent pipe flow for low to moderate Re, *Phys. Fluids*. 9 (1997) 3398-3409.
- [7] J. G. M. Eggels, F. Unger, M. H. Weiss, J. Westerweel, R. J. Adrian, R. Friedrich, F. T. M. Nieuwstadt, Fully developed turbulent pipe flow: A comparison between direct numerical simulation and experiment, *J. Fluid Mech.* 268 (1994) 175-209.
- [8] K. Kikuyama, M. Murakami, K. Nishibori, Development of three-dimensional turbulent boundary layer in an axially rotating pipe, *J. of Fluids Eng.* 105 (1983) 154-160.
- [9] T. Karasu, P. R. Choudhury, M. Gerstein, Upwind ve hybrid diskritizasyon metotları ile k-ε türbülans modelini kullanarak bazı türbülanslı akışların hesaplanması, *Doğa Bilim Dergisi*. 9 (B) (1985) 218-234.
- [10] T. Karasu, Numerical computation of turbulent flow in pipes, *Doğa-Tr. J. of Engineering and Environmental Sciences*. 17 (1993) 29-38.
- [11] T. Karasu, Numerical prediction of turbulent flow in circular pipes: 9<sup>th</sup> International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Atlanta, Georgia, USA, 1995: Proceedings Book, Vol. 9, Part 2, pp. 1329-1339.
- [12] T. Karasu, Computational investigation of turbulent flow in pipes: 3<sup>rd</sup> International Conference on Advanced Technology and Sciences (ICAT'16), 01-03 September 2016, Selçuk University, Konya, Turkey, 2016: Proceedings Book, pp. 939-948.
- [13] T. Karasu, Computer simulation of turbulent flow in pipes: 9<sup>th</sup> International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection (SEEP'16), 22-25 September 2016, Erciyes University, Kayseri, Turkey, 2016: Proceedings Book, pp. 359-365.

- [14] T. Karasu, Computer simulation of developing turbulent flow in circular-sectioned pipes: *10<sup>th</sup> International Clean Energy Symposium (ICES'16)*, 24-26 October 2016, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey, 2016: Proceedings Book, pp. 742-753.
- [15] T. Karasu, *Numerical prediction of incompressible turbulent swirling flows in circular-sectioned ducts and annuli*, Ph.D. Thesis, University of London, London, U.K., 1980.
- [16] B. E. Launder, D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, *Comp. Meth. Appl. Mech. Engng.* 3 (1974) 269-289.
- [17] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Chapters 5 and 6, 79-138, Hemisphere, McGraw-Hill, Washington, DC, 1980.
- [18] D. B. Spalding, A general-purpose computer program for multi-dimensional one-and-two phase flow, *Math. Comput. Simulation.* XXIII (1981) 267-276.